

Politechnika Śląska
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn



Streszczenie poszerzone przygotowane dla rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

**“Development of semi-active shock absorber dynamic model and
parameters identification methodology”**

Autor: mgr inż. Szymon Żymełka

Promotor: dr hab. inż. Prof. PŚ Marek Fidali

Gliwice 2023

1 Wstęp

Bez wątpienia, jedną z najistotniejszych części współczesnego zawieszenia samochodowego jest amortyzator hydrauliczny. Spowodowane jest to faktem iż to właśnie zachowanie tej części zawieszenia ma zasadniczy wpływ na aspekty związane z dynamiką pojazdu takie jak sterowność i przyczepność. Historycznie ta część zachowania zawieszenia samochodowego, ograniczała się do niskich zakresów częstotliwości związanych z drganiami własnymi samochodu (primary ride mode, 1-3 Hz) jak i koła (secondary ride mode, 10-20 Hz). Proces doboru parametrów amortyzatora skupiony był na optymalizacji tego właśnie zakresu częstotliwości, podczas gdy proces projektowy w dziedzinie drgań wysokoczęstotliwościowych (>20 Hz) ograniczał się do możliwie maksymalnego odizolowania tej części wibracji od reszty samochodu i pasażerów. W efekcie postępującego rozpowszechnienia zaawansowanych konstrukcji amortyzatorów półaktywnych, zdecydowanie poprawiają się aspekty dynamiki pojazdów związane z klasycznym, niskoczęstotliwościowym zakresem pracy amortyzatora. Jednakże z powodu wyższego poziomu skomplikowania układu hydrauliczno-mechanicznego, często rosnąca złożoność konstrukcji stanowi źródło podwyższonych drgań wysokoczęstotliwościowych, które są trudne do odizolowania poprzez zastosowanie tradycyjnych elastomerowych wibroizolatorów. Problem ten jest pogłębiony dodatkowo przez popularyzację samochodów z napędem elektrycznym, które charakteryzują się brakiem zagłuszającego szumu pracy silnika spalinowego, przez co wszelkie drgania pochodzące z innych źródeł (zawieszenie, opływ powietrza) są bardziej wyeksponowane.

W odpowiedzi na te wyzwania, producenci zawiesznień samochodowych intensywnie poszukują metod wczesnego wykrywania ryzyka wystąpienia podwyższonego poziomu drgań wysokoczęstotliwościowych, gdyż późne ich wykrycie związane jest z daleko idącymi zmianami konstrukcji a co za tym idzie, również wysokimi kosztami. Naturalną metodą oceny parametrów dynamicznych jest zastosowanie modelu numerycznego. Dziedzina modelowania amortyzatorów samochodowych jest aktywnie rozwijana już od co najmniej kilku dekad, jednakże wysoki zakres częstotliwości jest wciąż zagadnieniem trudnym tym bardziej kiedy przedmiotem modelowania jest konstrukcja półaktywna bądź w pełni aktywna amortyzatora. Pomimo bogatego dorobku naukowego w dziedzinie modelowania dynamiki zawieszenia samochodowego, ze względu na silnie akademicki charakter dostępnych metod, trudne jest ich praktyczne wykorzystanie w warunkach przemysłowych. Istotnym czynnikiem ograniczającym zastosowanie istniejących metod jest również brak jasno określonego oraz opisanego procesu usystematyzowanej kalibracji parametrów modelu.

W związku z opisaną powyżej sytuacją, sformułowane zostały cele pracy doktorskiej. W pierwszej kolejności, zadaniem jest przegląd istniejących metod modelowania wysokich częstotliwości amortyzatorów samochodowych oraz dobór optymalnych rozwiązań pozwalających na efektywne odwzorowanie pracy konstrukcji bardziej złożonych (takich jak amortyzatory półaktywne). Po opracowaniu samego modelu, w dalszej części pracy, główny nacisk położony jest na rozwinięcie metod kalibracji parametrów w taki sposób aby możliwe było łatwe zastosowanie rozwijanych metod w ramach standardowych, przemysłowych procesów projektowania amortyzatorów i zawieszenia samochodowego. Kwestią zasadniczą jest rozwinięcie pełnego procesu który umożliwi zastosowanie rozwijanych metod w środowisku inżynierskim.

2 Opis aktualnego stanu wiedzy

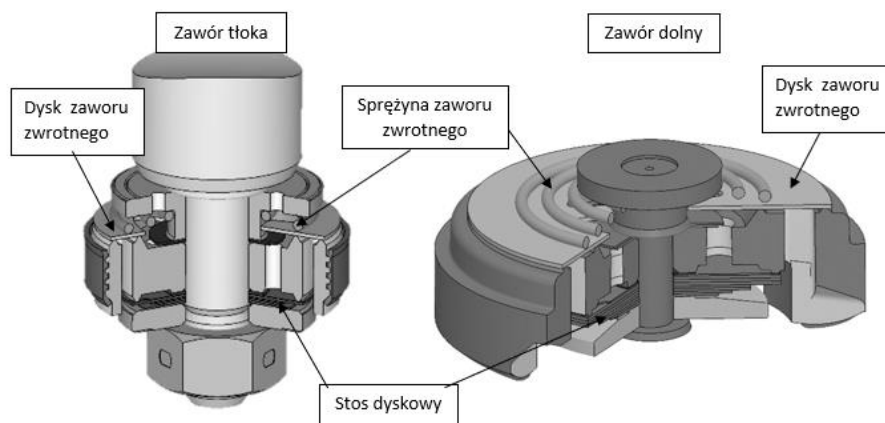
Wprowadzenie teoretyczne pracy doktorskiej w pierwszej części skoncentrowane zostało na przedstawieniu roli jaką spełnia amortyzator w pracy zawieszenia oraz jego wpływ na charakterystyki dynamiki samochodu. W dalszej części omówione zostały podstawowe zasady działania hydraulicznych pasywnych jak i półaktywnych amortyzatorów samochodowych. Po przedstawieniu podstawowych zagadnień związanych z działaniem amortyzatorów w dziedzinie niskoczęstotliwościowej, dokonano także przeglądu zagadnień związanych z badaniem eksperymentalnym odpowiedzi wysokoczęstotliwościowej. W ramach tej części, usystematyzowano oraz scharakteryzowano problematykę hałasu wynikającą z drgań przenoszonych drogą strukturalną. Omówiono trzy podstawowe źródła niepożądanych wibracji takie jak drgania osiowe tłoczyśka, drgania giętne oraz

hałas wywołany przez efekty tarcia. W dalszej części pracy omówiona została dogłębnie zasada działania amortyzatorów półaktywnych a także eksperymentalne metody pomiaru charakterystyk stosowane w przemyśle.

Najistotniejszą jednak częścią analizy stanu obecnego wiedzy naukowej było studium technik modelowania amortyzatorów. Część ta została podzielona na modele empiryczne a także modele fizyczne. Pomimo wielu zalet jakie oferuje podejście modelowania oparte o dane, podjęto decyzję iż ze względu na potrzebę jawnego powiązania poszczególnych parametrów podukładów amortyzatora z wynikami symulacji konieczne jest zastosowanie podejścia modelowania uwzględniającego w dużej mierze ujęcie fizyczne. Ze względu na obszerny zakres opracowań dotyczący fizycznego modelowania zaworów opis podzielono na części dotyczące modelowania zaworów, efektów histerezy wibroizolatorów a także zagadnień związanych z problematyką odpowiedzi wysokoczęstotliwościowej.

3 Opis zaproponowanego modelu numerycznego

W oparciu o dokonany przegląd literaturowy, a także o konsultacje ze środowiskiem inżynierskim partnera przemysłowego (firma Tenneco Automotive Eastern Europe Sp. z o.o.) zaproponowano model wykorzystujący metodę grafów wiązań, zaimplementowany w środowisku modelowania zagadnień multi-fizycznych Simcenter Amesim. W efekcie, model charakteryzował się dużym stopniem modułowości, co ułatwia opis oraz kalibrację parametrów poszczególnych podukładów ale co ważniejsze, pozwala także na łatwą integrację z innymi istniejącymi jak i rozwijanymi systemami zawieszenia samochodowego (np. hydrauliczne ograniczniki ruchu, systemy tłumienia zależne od amplitudy drgań). Pierwszym podukładem wyszczególnionym w zaproponowanym modelu była **struktura mechaniczno-hydrauliczna** amortyzatora na którą składały się poszczególne komory amortyzatora jak i opis zależności hydraulicznych pomiędzy ruchem tłoczyska a przepływem przez poszczególne zawory. Bardzo istotnym zagadnieniem z perspektywy dynamiki amortyzatora związanym z tą częścią modelu była podatność układu, na którą składała się rozszerzalność komór jak i ściśliwość medium hydraulicznego. Oba te efekty są szczegółowo uwzględnione przez model. Ściśliwość medium uzależniona została od ilości nierozpuszczonego gazu w emulsji medium, zgodnie z prawem Henry'ego.



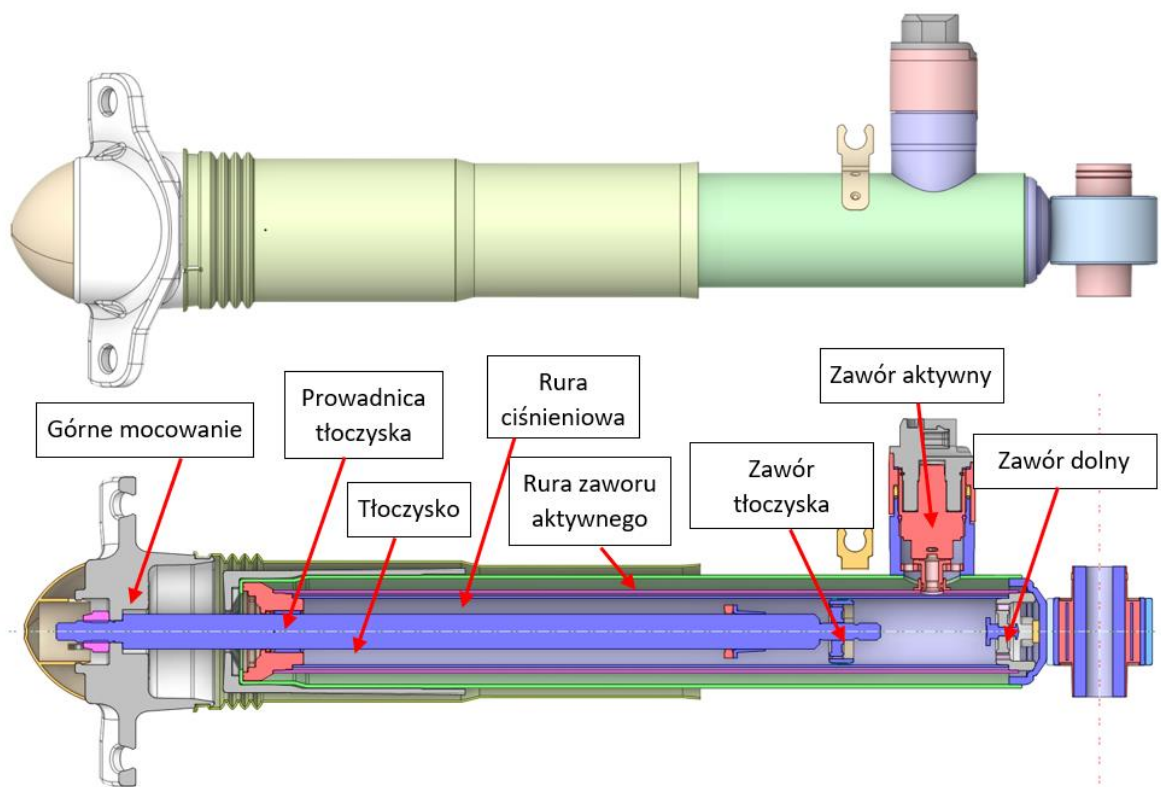
Rysunek 1 Przykładowa konstrukcja zaworów amortyzatora

Jako że zawory amortyzatora są szczególnie ważne z punktu widzenia charakterystyk dynamicznych, ta część została oddana przez odrębny podukład mechaniczno-hydrauliczny w którym ujęto takie efekty jak przepływy przez restrykcje początkowe, otwarcie zaworu dyskowego, tarcie pomiędzy dyskami, siły sklejenia hydraulicznego. Wpływ poszczególnych efektów fizycznych występujących na poziomie zaworu na pracę amortyzatora opisany został w osobnym podrozdziale. Wysokoczęstotliwościowe efekty dynamiki amortyzatora bardzo ściśle związane są także z charakterystykami elementów wibroizacyjnych, w szczególności z górnym mocowaniem amortyzatora. Z tego powodu, kolejnym odrębnym podukładem opisanym w pracy był reologiczny model wibroizatora tłoczyska wzorowany

na modelu wykorzystywanym w pakiecie obliczeniowym Altair MotionView (multibody dynamics) o nazwie „AutoBush FD”. Jako że zaproponowany model obejmuje wiele zjawisk fizycznych, a także wiele parametrów wejściowych trudno bezpośrednio powiązać z dokumentacją techniczną, znaczenia nabiera proces charakteryzacji parametrów. W toku pracy zaproponowano **dwa odrębne** podejścia pozwalające określić wartości wejściowe modelu w oparciu o badania eksperymentalne. W celu oceny poprawności modelu oraz określenia jego dokładności z wykorzystaniem każdej z zaproponowanych metod kalibracji modelu przeprowadzono serię badań doświadczalnych. Jako obiekt badań doświadczalnych, wybrano amortyzator półaktywny który w przeszłości był źródłem problemów związanych z wibracjami wysokoczęstotliwościowymi i hałasem. W przypadku każdej z metod, po przeprowadzonej kalibracji dokonano weryfikacji wyników na podstawie badań przeprowadzonych na poziomie złożonej konstrukcji.

4 Metoda kalibracji modelu w oparciu o badania cząstkowe

Idea pierwszej z zaproponowanych metod kalibracji parametrów modelu opierała się o pomiary wyizolowanych podukładów amortyzatora, ich identyfikację a następnie wykorzystanie w pełnym złożeniu amortyzatora półaktywnego. W tym celu wyodrębniono trzy najważniejsze podukłady: zawory dyskowe, strukturę mechaniczno-hydrauliczną a także górne mocowanie amortyzatora. Zarówno kalibracja parametrów jak i weryfikacja modelu została przeprowadzona z uwzględnieniem wpływu następujących cech konstrukcyjnych: sztywności zaworów pasywnych (4x), charakterystyki zaworu aktywnego, natężenie prądu sterującego, sztywność górnego mocowania, ciśnienie początkowe.

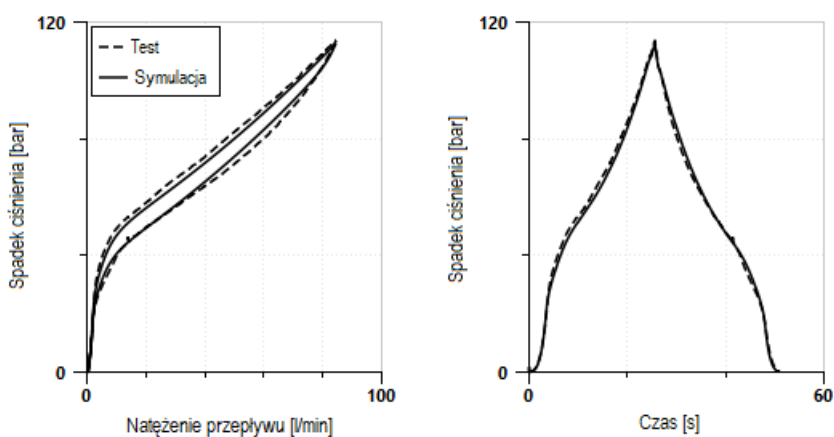


Rysunek 2 Konstrukcja amortyzatora pół-aktywnego rozpatrywana w pracy doktorskiej

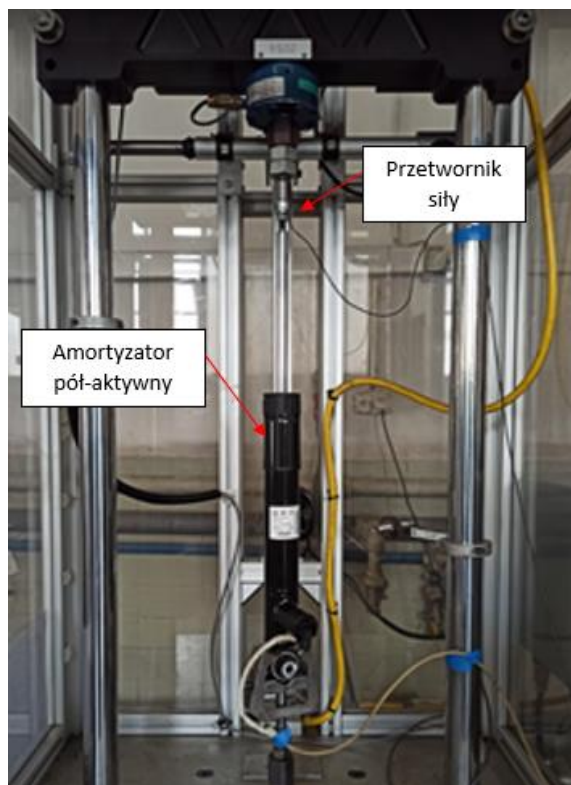
Wpływ każdej z cech konstrukcyjnych rozpatrzony został na dwóch poziomach (w formie eksperymentu typu „one-factor-at-a-time”), dla konstrukcji podstawowej i alternatywnych wariantów projektowych (za wyjątkiem wpływu zaworu aktywnego który został uwzględniony dla 3 poziomów natężenia prądu podanego na cewkę).

4.1 Kalibracja parametrów związanych z zaworami dyskowymi

Jednym z najistotniejszych parametrów związanych z działaniem zaworów dyskowych jest ich nieliniowa sztywność. Pomimo, iż istnieje wiele opisanych metod wyznaczania sztywności zaworów dyskowych, ze względu na różnorodność konstrukcji, w praktyce przemysłowej często zachodzi potrzeba kalibracji tej charakterystyki w oparciu o badania doświadczalne. Z tego powodu, sztywność zaworów pasywnych w zaproponowanym modelu oddano za pomocą charakterystyki aproksymowanej funkcją wykładniczą. Podstawą przeprowadzonej kalibracji były pomiary zależności pomiędzy natężeniem przepływu a spadkiem ciśnienia, wykonane na maszynie przepływowej będącej na wyposażeniu laboratorium partnera przemysłowego. Na podstawie wykonanych pomiarów (8 niezależnych kombinacji) oraz modelu wyizolowanego zaworu, wyznaczono parametry sztywności zaworów przy zastosowaniu algorytmu genetycznego. Przykład uzyskanego wyniku pokazana na rysunku 3.



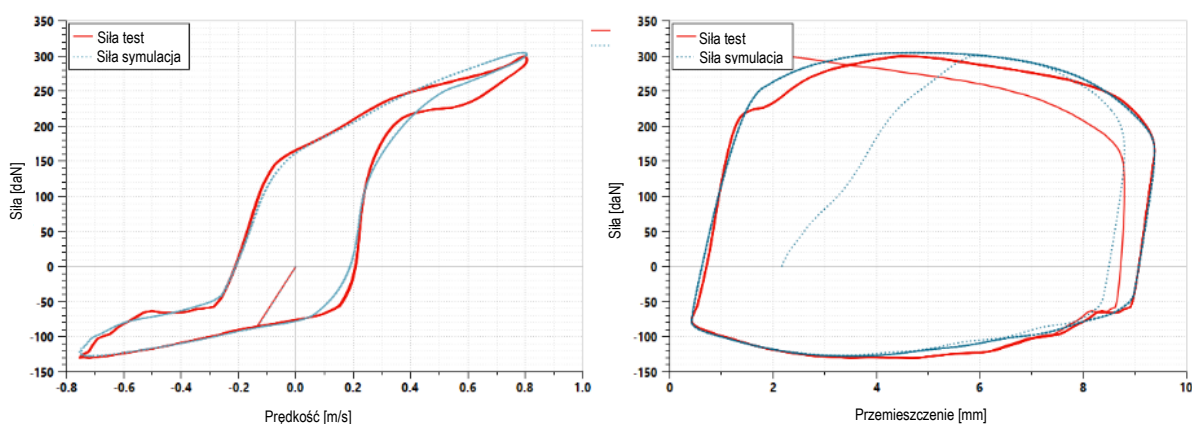
Rysunek 3 Przykładowy wynik kalibracji parametrów zaworu dyskowego



Rysunek 4 Stanowisko pomiarowe

4.2 Kalibracja parametrów związanych z podatnością medium hydraulicznego (struktura mechaniczno-hydrauliczna)

Podatność komór amortyzatora jak i medium hydraulicznego jest głównym źródłem histerezy w charakterystykach siła-prędkość, co ma istotne znaczenie dla efektów dynamicznych. Podatność związana z odkształceniami elastycznymi struktury mechanicznej dość łatwo oszacować analitycznie jednak podatność medium hydraulicznego zależy głównie od ilości nierozpuszczonego gazu, a ta wartość jest bardzo trudna do wyznaczenia metodami innymi niż eksperymentalne. Z tego względu, przeprowadzono badanie z wykorzystaniem stanowiska przedstawionego na rysunku 4 w którym amortyzator został wzbudzony sygnałem o wysokim przyspieszeniu. W takich warunkach uwidaczniony zostaje wpływ podatności. Poprzez odwzorowanie powyższego eksperymentu w symulacji, z zastosowaniem algorytmu genetycznego, możliwe było oszacowanie procentowego udziału gazu w emulsji olejowej. Wynik kalibracji na charakterystyce siła-prędkość oraz siła-przemieszczenie pokazano na rysunku 5.



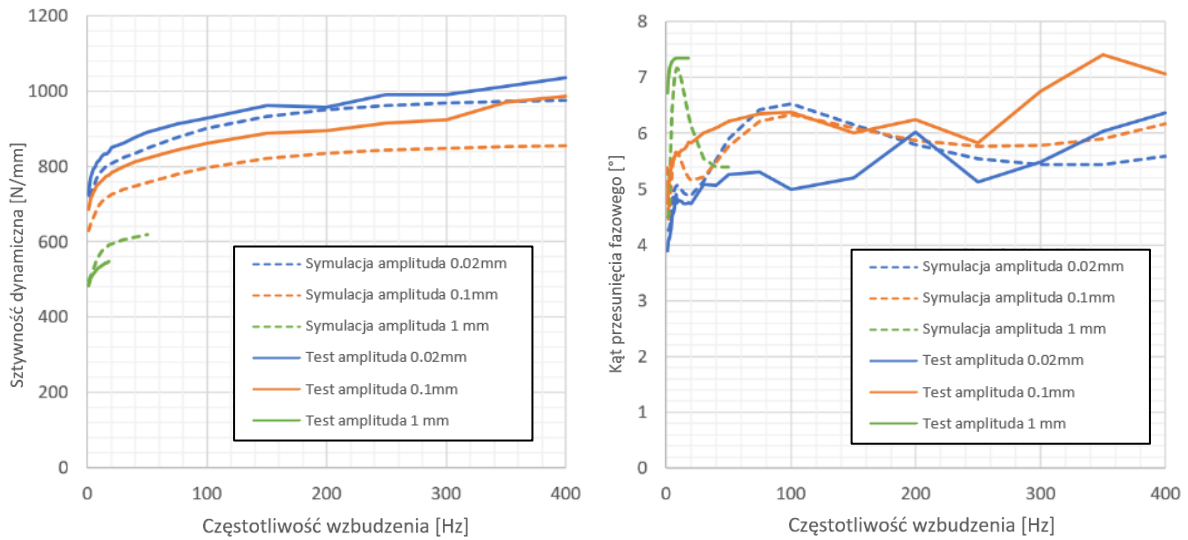
Rysunek 5 Charakterystyki siła-prędkość oraz siła-przemieszczenie po skalibrowaniu parameterów związanych z podatnością medium hydraulicznego

4.3 Kalibracja parametrów modelu górnego mocowania

Model górnego mocowania wykorzystujący 12 niezależnych parameterów skalibrowano w oparciu o pomiary eksperymentalne przeprowadzone na trzech poziomach amplitudy wzbudzenia: 0.2mm, 0.1mm oraz 1mm. Zakres zbudzenia obejmował częstotliwości w zakresie do 400Hz, za wyjątkiem największej amplitudy, dla której ograniczenia stanowiska pozwoliły na wzbudzenie do 20Hz. Pomimo, iż istnieją wydajne metody gradientowe estymacji parameterów dla opisywanego modelu (w ramach pakietu Altair MotionView), ze względu na uniwersalność, w tym przypadku, proces kalibracji również oparty był o metody genetyczne optymalizacji. Niezależnie od pomiarów dynamicznych, scharakteryzowana została również statyczna zależność siła-przemieszczenia. Wyniki charakterystyk dynamicznych w postaci sztywności dynamicznej oraz tłumienia przedstawiono na rysunku 6.

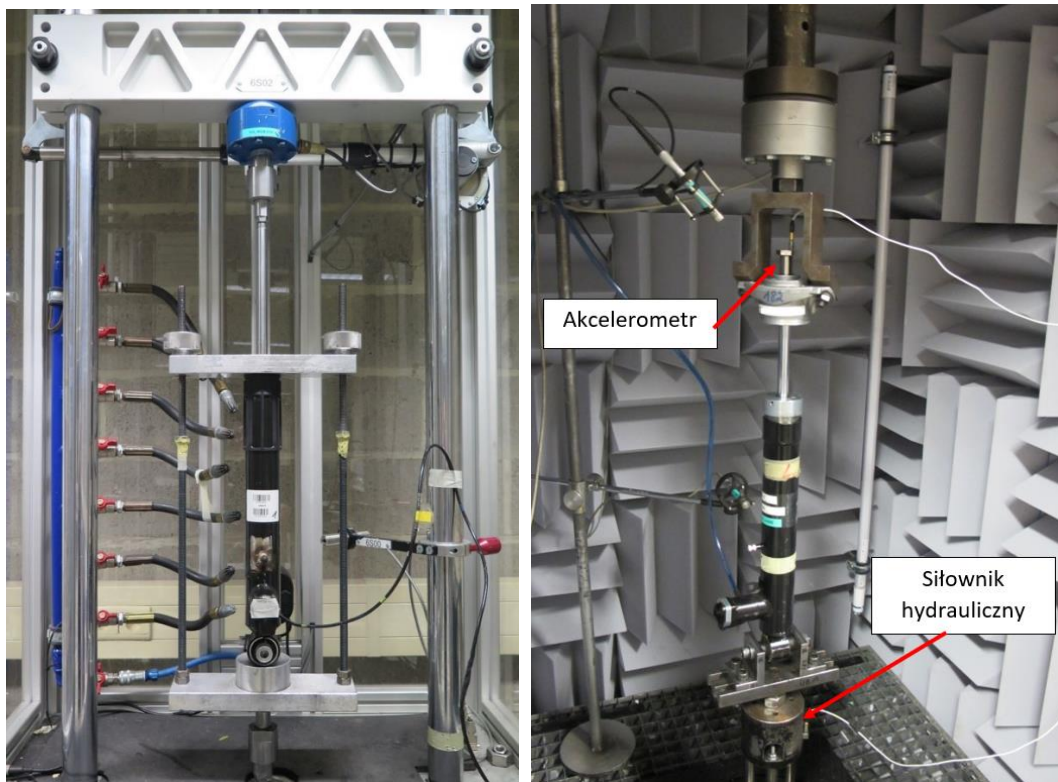
4.4 Badania dynamiki pełnego złożenia

Po przeprowadzeniu badań doświadczalnych oraz kalibracji modeli wyizolowanych podukładów, podstawowym pytaniem jakie pozostawało, to: jak dokładanie model pełnego złożenia amortyzatora korzystający ze skalibrowanych w ten sposób parameterów jest w stanie odtworzyć charakterystyki dynamiczne będące obiektem badań? Aby odpowiedzieć na to pytanie, w toku pracy przeprowadzono serię badań eksperymentalnych w trakcie których rozpatrywany amortyzator półaktywny poddany został testom quasi-statycznym (stanowisko przedstawione na rys. 7) oraz dynamicznym pod



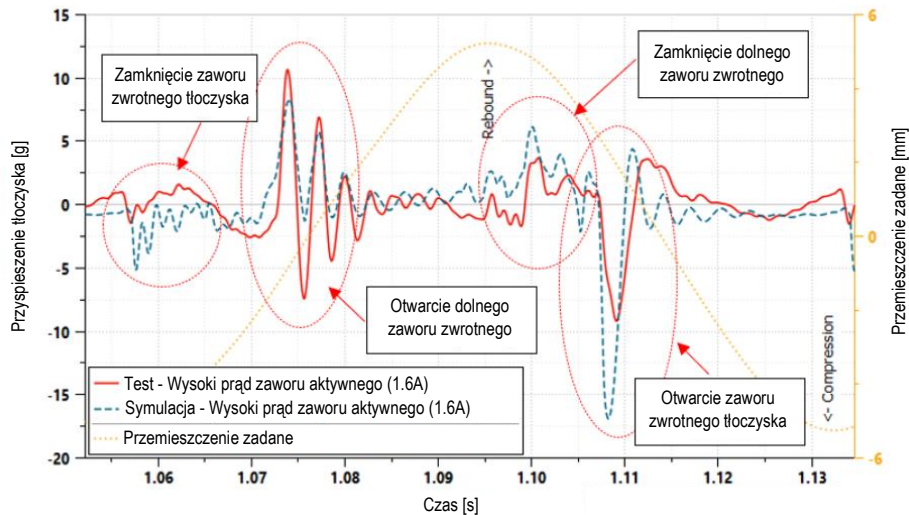
Rysunek 6 Charakterystyki dynamiczne skalibrowanego modelu górnego mocowania amortyzatora

wzbudzeniem sygnałem sinusoidalnym (o częstotliwości odpowiadającej częstotliwości własnej masy nieresorowanej, $\sim 13\text{Hz}$ przy skoku 10mm), a także szumem losowym (o charakterystyce gęstości widmowej mocy zbliżonej do szumu różowego). Wszystkie badania zostały przeprowadzone dla każdej z kombinacji parametrów co w efekcie dało 30 niezależnych kombinacji wariantów konstrukcyjnego oraz testowego. Każdy z tych wariantów został w dalszej części odtworzony przy użyciu zaproponowanego i skalibrowanego modelu, a rezultaty przeanalizowane pod kątem dokładności uzyskanych wyników symulacji. Na rysunku 8 przedstawiono porównanie wyników symulacji oraz badań dla konstrukcji referencyjnej wraz z analizą poszczególnych faz pracy amortyzatora. Na rysunku 9 zaobserwować można wynik porównania w dziedzinie częstotliwościowej.

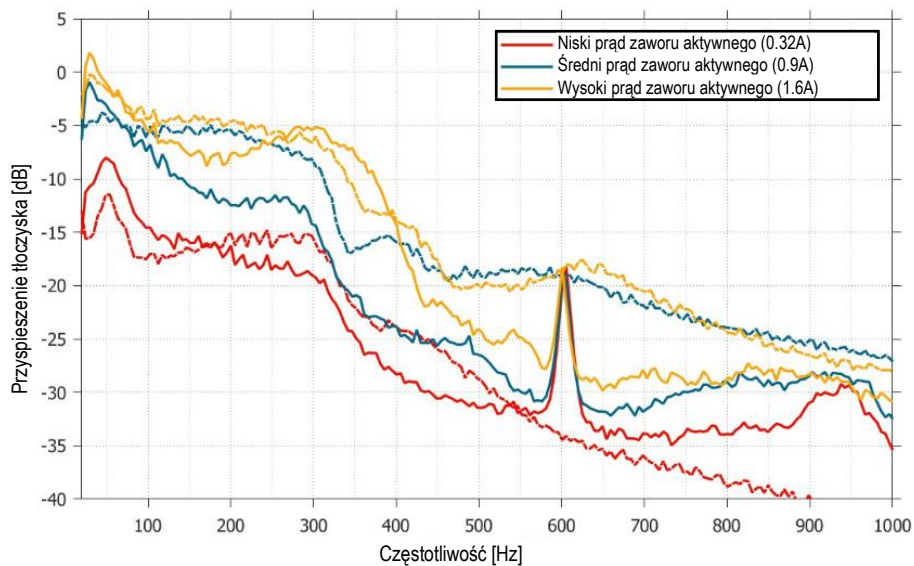


Rysunek 7 Stanowiska badawcze charakterystyk: a.) Statycznych b.) Dynamicznych pełnego złożenia amortyzatora półaktywnego

Jednym z najistotniejszych wniosków sformułowanych na podstawie dokonanej analizy wyników stanowiła obserwacja, iż model korzystający z zaproponowanej metody kalibracji jest w stanie odtworzyć zauważalnie odrębne fazy pracy amortyzatora aczkolwiek pod względem wartości maksymalnych wartości przyspieszeń tłoczyska, wyniki symulacji odbiegają od pomiarów eksperymentalnych (np. rys. 8, przyspieszenie wynikające ze wzbudzenia otwarciem zaworu zasysającego tłoka). Analiza wyników uwzględniająca relacje pomiędzy wariantami konstrukcyjnymi pokazała, iż model jest w stanie odtworzyć poprawny trend wynikający z różnych rozpatrzonych konfiguracji konstrukcyjnych. Pozwala to na zastosowanie modelu w celu analizy porównawczej.



Rysunek 8 Porównanie przyspieszeń tłoczyska uzyskanych drogą testu oraz symulacji w dziedzinie czasu.



Rysunek 9 Porównanie przyspieszeń tłoczyska uzyskanych drogą testu oraz symulacji w dziedzinie częstotliwości.

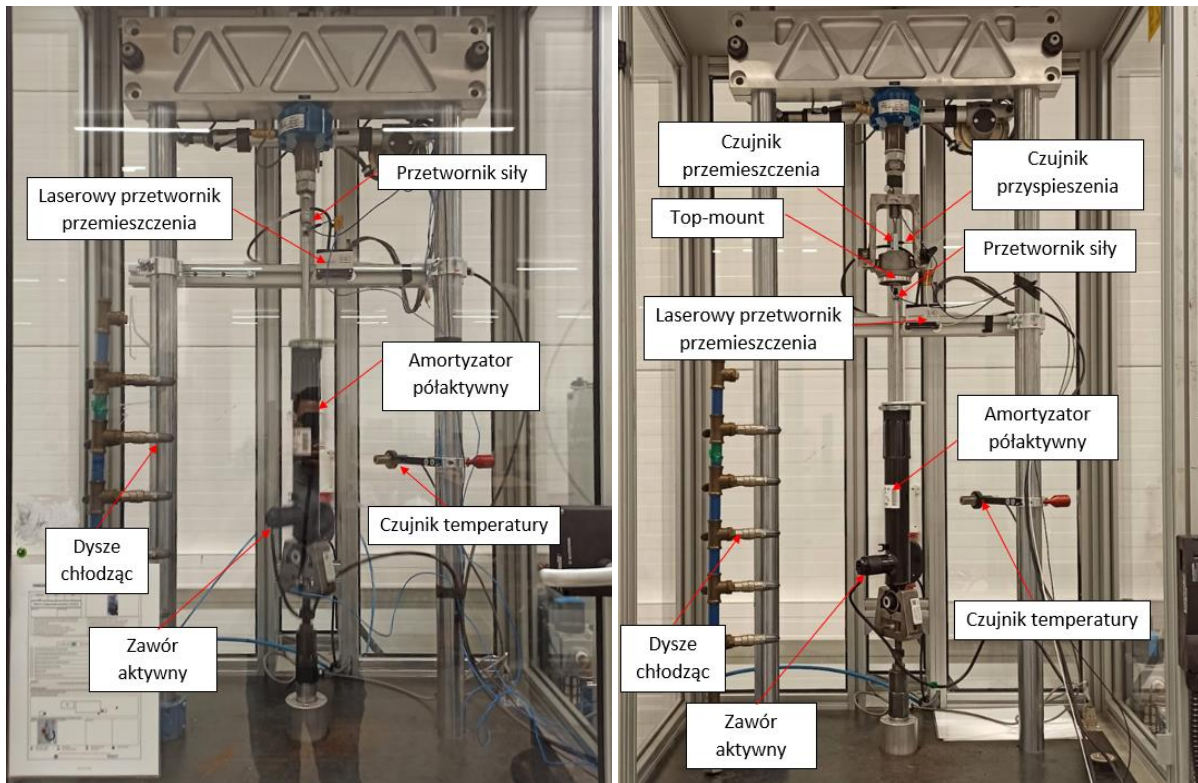
5 Metoda kalibracji modelu w oparciu o badania kompletnego złożenia

W odpowiedzi na problemy napotkane w trakcie kalibracji modelu metodą opisaną w poprzednim paragrafie, w dalszej części pracy doktorskiej zaproponowano alternatywną procedurę estymacji parametrów. W przeciwieństwie do poprzedniej metody, oparta ona jest o badania eksperymentalne przeprowadzane tylko na poziomie pełnego złożenia amortyzatora. Zaletą tego podejścia jest uproszczenie procedury badań eksperymentalnych z organizacyjnego punktu widzenia, gdyż wymagany jest tylko jeden rodzaj testu i późniejsze jego przetworzenie aby uzyskać w pełni skalibrowaną cyfrową wersję badanego produktu. Podejście takie pozwala na zaadoptowanie koncepcji cyfrowego bliźniaka („digital twin”) na potrzeby procesu projektowego rozwijanych konstrukcji amortyzatorów półaktywnych. Niewątpliwie, podejście to ma wiele zalet w postaci możliwości przeniesienia wielu różnych badań weryfikacyjnych produktu do świata wirtualnego oraz bardzo szybkiej i elastycznej oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych na charakterystyki dynamiczne. Jednakże, proces estymacji parametrów jest w tym wypadku o wiele bardziej wymagający ze względu na bardzo dużą ilość parametrów kalibrowanych w tym samym czasie. W tym sensie, estymacja parametrów modelu przeprowadzana na wyizolowanych podukładach pozwala na rozbięcie jednego dużego problemu na wiele mniejszych, niezależnych procedur. W celu poprawy niezawodności procesu kalibracji modelu, w toku pracy zaproponowano zastosowanie algorytmu estymacji parametrów opartego o analizę wrażliwości. Ideą tego podejścia jest wyszukanie takich momentów pracy amortyzatora w których wpływ na charakterystyki dynamiczne (w tym przypadku siły generowane na tłoczysku) danej grupy parametrów jest największy, a następnie wyizolowanie i skupienie się na tych fazach pracy aby skalibrować rozpatrywaną grupę parametrów. Podejście to zostało zaproponowane gdyż w trakcie różnych faz pracy amortyzatora, różne podukłady amortyzatora aktywowane są relatywnie niezależnie od siebie. Odseparowanie od siebie tych niezależnych podukładów daje możliwość podzielenia jednego dużego problemu optymalizacyjnego na wiele mniejszych. W zaproponowanej metodzie uzyskanie informacji o wpływie parametrów na wyniki odbywa się poprzez wyznaczenie sygnału wartości globalnych współczynników Sobola pierwszego rzędu (poprzez wariacyjną analizę wrażliwości przeprowadzoną dla każdego punktu czasowego sygnału uczonego). W dalszej części sygnał resztkowy skalowany jest uzyskanym wcześniej sygnałem wrażliwości i tak uzyskany sygnał stanowi podstawę funkcji celu dla wybranej grupy parametrów. W rozpatrywanym przypadku, zgrupowanie parametrów zostało przeprowadzone dla poszczególnych zaworów pasywnych gdyż parametry w obrębie danego zaworu zwykle wykazują zsynchronizowany wpływ na wyniki.

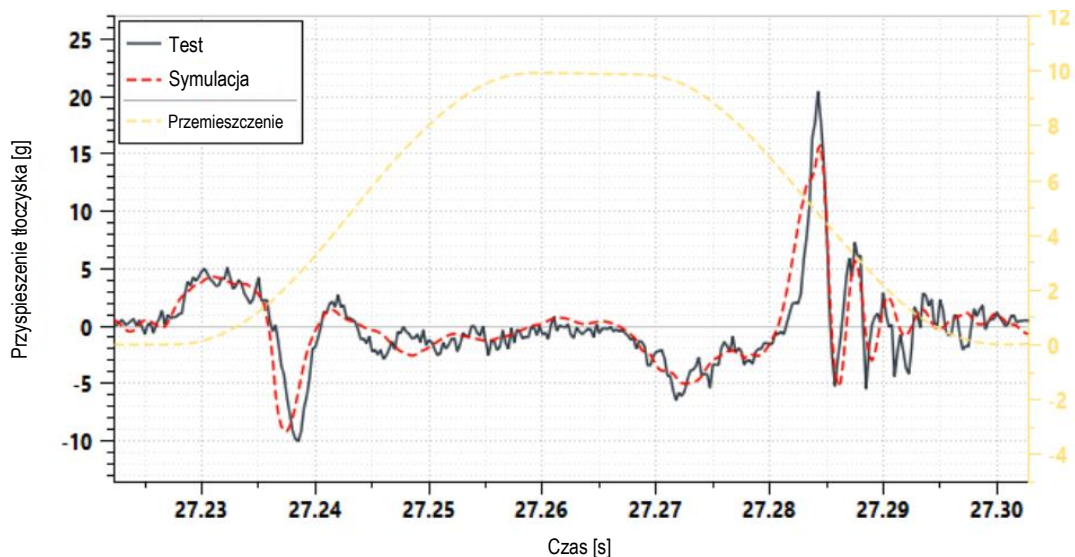
Ostatnim wyzwaniem związanym z tą metodą jest fakt, iż każda z rozpatrywanych grup parametrów wymaga oddzielnego algorytmu optymalizacyjnego. W celu ograniczenia liczby iteracji, oddzielne algorytmy genetyczne odpowiadające każdej z grup parametrów zostały zsynchronizowane w taki sposób że każda grupa dostarczała tylko część chromosomu i dopiero kiedy wszystkie części były dostępne iteracja została przeprowadzana. Po zakończeniu obliczeń danej iteracji, wartości funkcji celu dla każdej z grup były wyznaczane niezależnie.

W celu weryfikacji dokładności wyżej opisanej metody, przeprowadzono badania eksperymentalne z wykorzystaniem układów pomiarowych pokazanych na rysunku 10a i 10b. Zgodnie z opisaną wyżej metodą, na podstawie uzyskanych wyników, dla sygnału uczonego wyznaczono sygnały wrażliwości dla poszczególnych zaworów pasywnych, a następnie przeprowadzono kalibrację parametrów metodą opartą o sygnał wrażliwości (sztywności zaworów, podatność oraz charakterystyki dynamiczne wibroizolatora). W ramach części badawczej, dokonano także pomiaru charakterystyk dynamicznych w postaci sygnałów przyspieszenia tłoczyska przy wzbudzeniu sygnałem sinusoidalnym jak i szumem. Porównanie wyników symulacji z zarejestrowanymi wartościami przyspieszenia dla eksperymentu pokazały (rys. 11), iż kalibracja oparta o zaproponowaną metodę nie

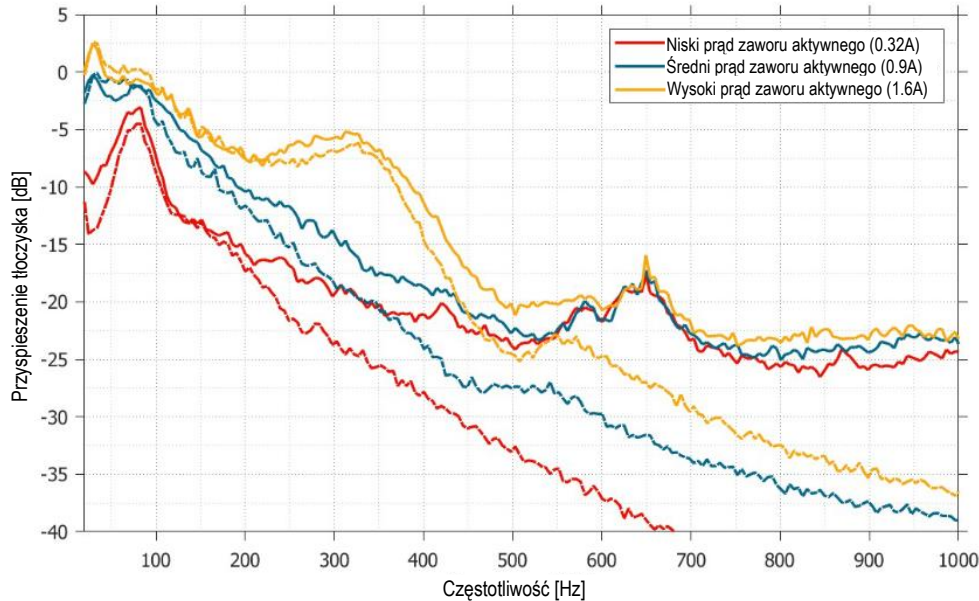
tylko pozwala odwzorować poszczególne fazy pracy amortyzatora ale także o wiele lepiej oddaje nominalne wartości przyspieszeń niż metoda oparta o wyizolowane stanowiska pomiarowe. Podobne wnioski wyciągnąć można z analizy wyników w dziedzinie częstotliwości (rys. 12).



Rysunek 10 Stanowiska badawcze wykorzystane przy kalibracji modelu metodą 2



Rysunek 11 Porównanie przyspieszeń tłoczyska uzyskanych drogą testu oraz symulacji w dziedzinie czasu (po kalibracji parametrów metodą 2)



Rysunek 12 Porównanie przyspieszeń tłoczyska uzyskanych drogą testu oraz symulacji w dziedzinie częstotliwości (po kalibracji parametrów metodą 2)

6 Podsumowanie i wnioski

Zagadnienia związane dynamiką złożonych mechaniczno-hydrauliczno-elektronicznych systemów zawieszenia opartych o amortyzatory półaktywne z jednej strony są trudne do analizowania oraz symulacji, natomiast z drugiej strony, zagadnienia te mogą prowadzić do poważnych problemów związanych z hałasem oraz zaburzeniami działania algorytmów sterujących zawieszenia samochodowego. Techniki modelowania komputerowego, takie jak zaproponowany model amortyzatora półaktywnego pozwalają na przewidzenie zachowania dynamicznego rozwijanych konstrukcji, jednak bez jasno określonej procedury określania wartości parametrów wejściowych są one trudne do zastosowania. Z tego względu bardzo duży nacisk w toku doktoratu położony został nie tylko na same techniki modelowania ale także na metody kalibracji modelu. W efekcie, zaproponowano dwa odrębne podejścia estymacji parametrów. Pierwsza metoda, możliwa jest do zastosowania dla wyodrębnionych podukładów co pozwala na zastosowanie jej nawet kiedy prototyp kompletnego amortyzatora nie istnieje a jedynie pewne jego podzespoły. Druga zaproponowana metoda wykorzystuje pomiary przeprowadzone na pełnym złożeniu. Upraszcza to część eksperymentalną i pozwala w prosty sposób tworzyć wirtualny odpowiednik istniejącego prototypu („digital twin”). Powstała w ten sposób cyfrowa kopia pozwala na szybką, elastyczną i jak pokazały przeprowadzone w toku doktoratu badania dokładną analizę efektów dynamicznych nawet złożonych konstrukcji amortyzatorów.

Ostatnią z przeszkód jaka stała przed praktycznym wdrożeniem rozwijanych metod symulacyjnych w standardowe procedury rozwoju była wysoka złożoność i trudność wykorzystywania modelu jak i kalibracji parametrów. Dodatkowo, bardzo istotna dla rozwijanych metod jest archiwizacja dokonywanych kalibracji parametrów. Z tego względu ostatnim elementem projektu wdrożeniowego było przygotowanie interfejsu oraz bazy danych modeli jak i parametrów. Zaproponowany interfejs (oparty o przeglądarkę internetową) pozwala na wykorzystanie rozwijanych metod przez inżynierów nie posiadających specjalistycznej wiedzy z dziedziny modelowania komputerowego, co znacząco ułatwia praktyczne ich zastosowanie.